

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Зав. кафедри ММР
_____ к.т.н., доц.
Андрій ГРЕЧКА

Кваліфікаційна робота

**за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:**

«Проект поворотного ділильного барабану агрегатного верстата»
«Design of a rotary dividing drum for an aggregate machine»

Виконавець: здобувач вищої освіти 4
курсу, групи ПМ(ТМ)-21,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»
Українець Максим Іванович
Керівник роботи: к.т.н., доц.
Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
Рецензент: к.т.н., доц.
Віктор ПУКАЛОВ

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА
Максима УКРАЇНЦЯ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект поворотного ділильного барабану агрегатного
верстата

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «20» червня 2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка проекту поворотного ділильного барабану агрегатного верстата з розрахунком його елементів

Завдання:

- ознайомитись з будовою агрегатного верстата та принципом його роботи;
- провести огляд існуючих конструкцій поворотних ділильних барабанів агрегатних верстатів;
- виконати розрахунки елементів привода повороту барабана;
- розробити відповідну конструкторську документацію.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 3	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Ознайомлення з завданням	Лютий 2025	Вик.
2	Будова агрегатного верстата та принцип його роботи	Березень 2025	Вик.
3	Конструкція поворотного ділильного барабана	Квітень 2025	Вик.
4	Розрахунок привода повороту барабана	Квітень 2025	Вик.
5	Висновки	Травень 2025	Вик.
6	Графічна частина та оформлення	Травень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 03 » лютого 2025 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

(підпис)

Завдання прийнято до виконання 03 » лютого 2025 р.

Здобувач _____ Максим УКРАЇНЕЦЬ

(підпис)

Анотація

Максим УКРАЇНЕЦЬ. Проєкт поворотного ділильного барабану агрегатного верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Іван ВАЛЯВСЬКИЙ; ЦНТУ, 2025. 40 с.

Графічна частина – 2 аркуші формату А0

Метою роботи є: розробка проєкту поворотного ділильного барабану агрегатного верстата з розрахунком його елементів

Актуальність роботи: одним із найбільш високопродуктивних видів агрегатного обладнання є багатопозиційні верстати з поворотними ділильними пристроями – столами й барабанами, які періодично транспортують оброблювані деталі з однієї позиції на іншу згідно з технологічним процесом їх обробки. Ці верстати дозволяють виконувати одночасно обробку однієї або декількох деталей з різних боків. При цьому поворотні ділильні столи мають вертикальну, а поворотні ділильні барабани – горизонтальну вісь обертання. Агрегатні верстати барабанного типу можуть обробляти деталі з однієї, двох або трьох сторін.

Практичне значення: розробка 6-позиційного поворотного ділильного барабана для агрегатного верстата, що використовуються для механічної обробки одночасно з двох протилежних боків корпусу 731.632-04 клапана високого тиску, який є деталлю гідравлічної арматури масового виробництва.

Ключові слова: агрегатний верстат, поворотний ділильний барабан, гідравлічна арматура.

Abstract

Maksym UKRAINETZ. Design of a rotary dividing drum for an aggregate machine. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2025. 40 p.

Graphic part – 2 sheets of A0 format

The aim of the work is: development of a design for a rotary dividing drum of an aggregate machine with calculation of its elements.

The relevance of the work: one of the most highly productive types of aggregate equipment is multi-position machines with rotary dividing devices - tables and drums, which periodically transport the processed parts from one position to another in accordance with the technological process of their processing. These machines allow you to simultaneously process one or more parts from different sides. In this case, rotary indexing tables have a vertical axis of rotation, and rotary indexing drums have a horizontal axis of rotation. Drum-type aggregate machines can process parts from one, two or three sides.

Practical significance: development of a 6-position rotary dividing drum for an aggregate machine tool used for simultaneous machining of two opposite sides of the 731.632-04 high-pressure valve body, which is a mass-produced hydraulic valve part.

Keywords: aggregate machine, rotary dividing drum, hydraulic fittings.

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Проект поворотного ділильного барабану агрегатного верстата»

КРБ.ПМ.25.35.01.00.00

Виконавець: здобувач вищої освіти 4
курсу, групи ПМ(ТМ)-21,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Українець Максим Іванович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. БУДОВА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ.....	8
1.1. Призначення та конструкція верстата	8
1.2. Електрообладнання верстата	11
1.3. Опис роботи агрегатного верстата.....	12
2. КОНСТРУКЦІЯ ПОВОРОТНОГО ДІЛИЛЬНОГО БАРАБАНА	14
3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ПОВОРОТУ БАРАБАНА	16
3.1. Кінематичний розрахунок привода	16
3.2. Перевірка вибраного електродвигуна привода	18
3.3. Розрахунок зубчастої передачі внутрішнього зачеплення	19
3.4. Проектування черв'ячного редуктора	21
3.4.1. Визначення основних параметрів черв'ячної передачі та сил, що діють у зачепленні	21
3.4.2. Перевірка на міцність і жорсткість черв'яка	24
3.4.3. Попередній розрахунок тихохідного вала і вибір розмірів черв'ячної передачі	28
3.4.4. Вибір розмірів і компонування черв'ячного редуктора	28
3.4.6. Підбір і перевірка підшипників редуктора.....	33
3.4.7. Тепловий розрахунок редуктора.....	36
ВИСНОВКИ	37
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	38
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Машинобудування забезпечує всі галузі економіки новою технікою, а тому є основою для підвищення продуктивності праці, якості продукції та ефективності суспільного виробництва. Серцевиною машинобудівного комплексу є верстатобудування, яке, забезпечуючи машинобудування різними видами сучасного технологічного обладнання, створює умови для його постійного вдосконалення та розвитку. Впровадження високопродуктивного технологічного обладнання у виробництво дозволяє успішніше вирішувати багатогранні економічні та соціальні задачі. До такого обладнання відносяться автоматичні лінії, що дозволяють застосовувати високоефективні безлюдні технології для виготовлення складних деталей і виробів.

Автоматичні лінії комплектують із агрегатних верстатів. Агрегатними називають верстати, які виготовлені, в основному, з уніфікованих вузлів і деталей із застосуванням невеликої кількості оригінальних. Їх використовують у крупносерійному та масовому виробництві для виконання різнотипних операцій механічної обробки деталей. Одним із найбільш високопродуктивних видів агрегатного обладнання є багатопозиційні верстати з поворотними ділильними пристроями – столами й барабанами, які періодично транспортують оброблювані деталі з однієї позиції на іншу згідно з технологічним процесом їх обробки. Ці верстати дозволяють виконувати одночасно обробку однієї або декількох деталей з різних боків. При цьому поворотні ділильні столи мають вертикальну, а поворотні ділильні барабани – горизонтальну вісь обертання. Агрегатні верстати барабанного типу можуть обробляти деталі з однієї, двох або трьох сторін.

Метою цієї роботи є розробка 6-позиційного поворотного ділильного барабана для агрегатного верстата, що використовуються для механічної обробки одночасно з двох протилежних боків корпусу 731.632-04 клапана високого тиску, який є деталлю гідравлічної арматури масового виробництва.

1. БУДОВА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ

1.1. Призначення та конструкція верстата

Агрегатний верстат призначений для виконання останньої (третьої) операції технологічного процесу механічної обробки корпусу 731.632-04 клапана високого тиску, який є деталлю гідравлічної арматури. Ця операція пов'язана з виготовленням отворів (каналів) у бічних патрубках корпусу та підрізанням їх торців осьовим інструментом одночасно з двох протилежних боків. Оскільки ці канали мають велику глибину, то для полегшення їх виготовлення вони виконані у вигляді триступінчастих отворів із незначним перепадом розмірів їх діаметрів. Верстат працює у напівавтоматичному циклі, тобто всі операції на ньому, за винятком установки заготовки в затискному пристосуванні і зняття обробленої деталі, здійснюються автоматично. [1, 2, 3]

Схема компоновання агрегатного верстата зображена на рис. 1.1. Це двобічний агрегатний свердлильно-токарний 14-шпindelний верстат із 6-позиційним поворотним ділильним барабаном.

Верстат складається з центральної прямокутної станини 1. На ній встановлені два стояки 2, в яких на горизонтальній осі змонтований шести-позиційний поворотний ділильний барабан 3, а всередині станини розміщений привод повороту барабана. На кожній грані барабана закріплені затискні пристосування 4, які разом із барабаном утворюють один вузол.

З обох боків барабана розміщені горизонтальні приставки 5, на яких встановлені силові агрегати. Кожний агрегат складається з електромеханічного силового стола 6, на рухомій платформі якого встановлена силова головка 7, що має 7-шпindelну коробку і привод обертання шпindelів. Обидва силові агрегати виконують однакову обробку деталі, мають однакове інструментальне оснащення, але відрізняються розташуванням шпindelів у коробках.

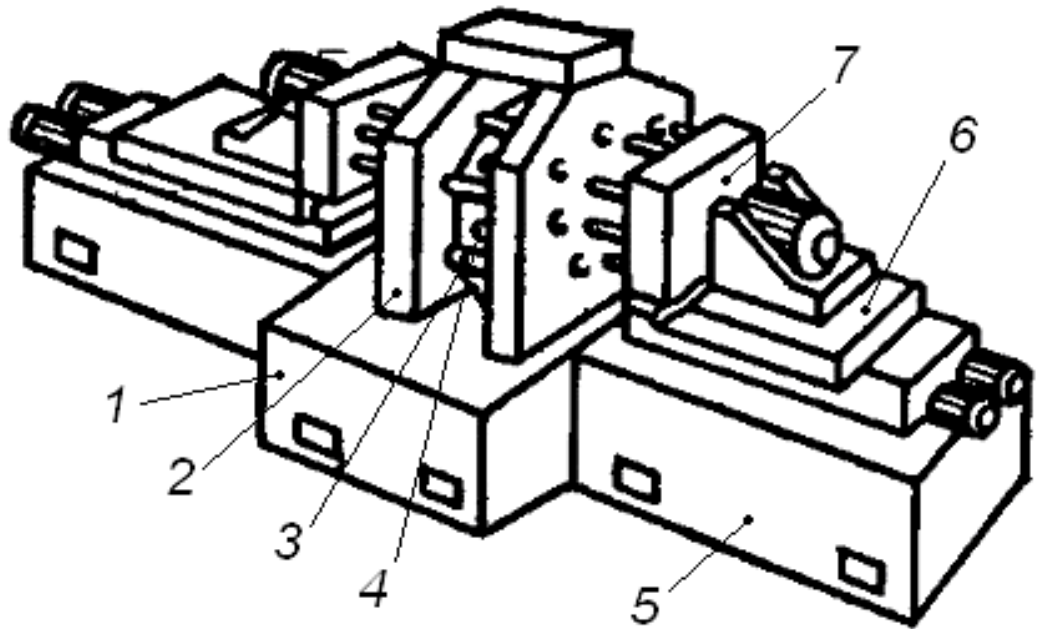


Рис. 1.1. Схема компоновання агрегатного верстата

Направлення осьових інструментів силових головок здійснюється за допомогою кондукторних втулок, запресованих у стояках 2. Крім того, у цих стояках змонтовані трубопроводи для підведення змащувально-охолоджувальної рідини до інструментів. [4, 5, 6]

Верстат складається з нормалізованих і оригінальних вузлів та агрегатів, які мають між собою електричні та механічні зв'язки, що забезпечують управління ними та їх правильне функціонування. Більшість нормалізованих вузлів уніфіковані. Уніфікованими вузлами у цьому верстаті є центральна станина, вертикальні стояки та горизонтальні приставки, силові столи, електро-механічний ключ для затиску деталей на першій позиції, гідростанція змащування верстата, система повітрепровода, система охолодження та система стружковідведення.

До оригінальних вузлів цього верстата відносяться 7-шпindelьні коробки, затискне пристосування, поворотний ділильний барабан, привод його періодичного повороту, механізми фіксації й підтискування барабана, інструментальне налагодження, пульт управління, гідравлічна й електрична мережі та деякі інші.

На кожній позиції поворотного барабана встановлене двомісне затискне пристосування. У кожному пристосуванні встановлюють і закріплюють дві оброблювані заготовки, які по-різному розташовані відносно осей шпindelів.

Для затиску деталей на завантажувальній позиції використовується електромеханічний ключ.

Обидва силові агрегати мають однакову конструкцію і одночасно виконують однакову обробку деталей з двох протилежних боків. У шпинделях цих вузлів встановлюють інструменти, які отримують головний обертальний рух, а установочні переміщення та рух подачі здійснюються силовими столами.

7-шпиндельні коробки являють собою багатоступінчастий редуктор, що передає обертання кожному шпинделю від приводного електродвигуна. Шпинделі можуть мати різну частоту обертання, а їх розташування в шпиндельній коробці відповідає розташуванню отворів у оброблюваній деталі.

Силові столи призначені для установки на них шпиндельних коробок і здійснення робочих циклів прямолінійної подачі. Стіл складається з нерухокої станини, що має полозки, по яких може переміщуватися за допомогою привода рухома плита (платформа). Цикл роботи стола включає в себе швидке підведення, одну дві робочі подачі, витримку на жорсткому упорі та швидке відведення. Циклом роботи управляють переставні упори та безконтактні шляхові вимикачі. Силові столи розташовані горизонтально. [7, 8, 9]

Відомості про силові столи, їх приводи подач і упори управління наведені у табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Комплектація верстата силовими столами

Силовий агрегат	Стіл силовий	Привод подачі	Упори управління	Спосіб установки стола
Лівий	1УЕ4536-03	1УЕ4726-01	1УЕ9532-42	Горизонтальний
Правий	1УЕ4536-03	1УЕ4726-01	1УЕ9532-52	Горизонтальний

Оброблювана деталь періодично транспортується з однієї позиції на іншу згідно з технологічним циклом за допомогою поворотного ділильного барабана. Цей барабан є складовою частиною затискного пристосування. Крім періодичного переміщення оброблюваних деталей, закріплених у пристосуваннях, з однієї позиції на іншу, він також здійснює точну фіксацію їх на кожній позиції відносно ріжучого інструмента. Барабан складається із корпусу,

змонтованого на горизонтальній осі, що встановлена на опорах, розташованих у вертикальних стояках, приводу повороту, механізмів його фіксації та затиску.

Поворотний барабан і силові столи мають електромеханічні приводи.

Верстат має також вузли електрообладнання, охолодження, змащування, пневматики. Для збору стружки використовуються кожух, лотки, елеватор і стружкозбірник. Поруч з верстатом розміщені гідростанція, інструментальний магазин та електрошафа.

Для видалення стружки із зони різання на верстаті застосовані скребки, прикріплені до рухомої частини силових столів, а для її відведення з верстата у бункери – пластинчасті транспортери.

Система охолодження складається із бака, насоса, магнітного сепаратора, трубопроводів і арматури. Вона призначена для подачі змащувально-охолоджувальної рідини в зони різання.

Система змащування верстата централізована і призначена для змащування напрямних усіх силових вузлів. Вона складається зі станції змащування, гідроапаратури, яка зв'язує станцію з робочими органами верстата, дозаторів, живильників, розподільних коробок та ін. Станція змащування складається з бака, гідронасоса, системи фільтрації масла. [10, 11, 12]

1.2. Електрообладнання верстата

До складу електрообладнання верстата входить 12 електродвигунів змінного струму семи типорозмірів загальною потужністю 27,48 кВт, електромагніти, реле, шляхові контактні та безконтактні перемикачі, засоби контролю та сигналізації, пульти керування роботою та налагодженням верстата. Дані про оснащення верстата електродвигунами наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2.

Електродвигуни агрегатного верстата

№ п/п	Місце установки двигуна на верстаті	Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота, об/хв	Кільк. двигунів
1	Шпиндельні коробки	4A132M6Y3	7,5	870	2
2	Силові столи	4A100S4Y3	3	1435	2

		4AX80A4/2Y3	1,1/1,5	1420/2850	2
3	Привод повороту барабана	4AXM90L6Y3	1,5	935	1
4	Механізм фіксації та затиску барабана	4AXM71A6Y3	0,37	910	1
5	Електромеханічний ключ	4AX71A4Y3	0,55	1370	1
6	Гідростанція змащування	4AX57B4Y3	0,14	1400	1
7	Система стружковідводу	4AXM71A6Y3	0,37	910	1
8	Насос охолодження	4AX71A4Y3	0,55	1370	1

1.3. Опис роботи агрегатного верстата

Позиція I є завантажувально-розвантажувальною. На ній (під час обробки заготовок на інших, робочих позиціях) оператор здійснює знімання обробленої деталі, а також установку та закріплення заготовок у двомісному затискному пристосуванні, яке при повороті ділильного 6-позиційного барабана разом з деталлю транспортується на наступну позицію. На кожній позиції у пристосуванні встановлюють дві заготовки, які займають різне положення відносно шпинделів силових головок. При цьому на першу установку встановлюється нова заготовка, а на другу установку переустановлюється деталь із першої установки. [13, 14, 15]

Обробка встановлених деталей здійснюється одночасно з двох боків однаковими силовими агрегатами, кожний із яких складається з 7-шпиндельної коробки, встановленої на горизонтальному силовому столі, що має електромеханічний привод подачі. На кожній робочій позиції (II – VI) виконується однакова обробка деталі з двох боків, причому на різних позиціях здійснюється обробка по-різному встановлених деталей.

Обробка деталей здійснюється на всіх позиціях, крім позиції V, осьовими інструментами – свердлами й зенкерами. На позиції V обробка, крім свердел, здійснюється двома різцями, закріпленими в одній борштанзі. Обробка деталі установки I виконується інструментами II – VI позицій, а деталі установки II – інструментами позицій IV – VI.

Силові столи працюють на автоматичному циклі, який має швидке підведення, першу робочу подачу (більш тривалу за часом і довжиною різання), короткочасну другу подачу, витримку силового агрегата на жорсткому упорі та швидке відведення силових агрегатів у вихідне положення.

Поворот ділильного барабана на наступну позицію здійснюється тільки після закінчення обробки й відведення силових агрегатів у вихідне положення.

Охолодження інструментів, змащування поверхонь тертя, прибирання стружки з верстатного накопичувача виконуються автоматично спеціальними пристроями. [16]

Технологічний маршрут обробки деталі на верстаті має такий вигляд:

I позиція – завантажувально-розвантажувальна.

II позиція – центрувати одночасно два бічні патрубкі.

III позиція – свердлити одночасно в кожному бічному патрубці отв. Ø18 на глибину 33 мм.

IV позиція – свердлити одночасно в бічних патрубках отв. Ø17,75 на глибину 50 мм і зенкерувати торці патрубків у розмір 160 мм.

V позиція – свердлити одночасно в кожному бічному патрубці отв. Ø17,5 на глибину 81,5 мм і обточити зовнішню поверхню кожного патрубка.

VI позиція – зняти у кожному отв. Ø18 фаску.

2. КОНСТРУКЦІЯ ПОВОРОТНОГО ДІЛИЛЬНОГО БАРАБАНА

Шестипозиційний поворотний ділильний барабан є складовою частиною затискного пристосування. Він забезпечує високу точність фіксації заготовки, що значно знижує похибку її обробки. Барабан із закріпленим на ньому зубчастим колесом внутрішнього зачеплення розміщений між вертикальними стояками затискного пристосування. На верхній площині стояків змонтований привод, який за допомогою прямозубих циліндричних передач зв'язаний із черв'ячним редуктором, на вихідному валі якого закріплене зубчасте колесо, що входить у внутрішнє зачеплення із зубчастим колесом барабана.

На лівому стояку змонтовані вузол фіксації та механізм затиску барабана. Швидкий поворот барабана здійснюється окремим приводом, який складається з електродвигуна, вертикального вала, черв'ячного редуктора та циліндричної прямозубої передачі внутрішнього зачеплення. Електродвигун гальмування виконує довертання барабана при його фіксації через пружну муфту, зубчасту передачу з паразитною шестірнею, вертикальний вал, черв'ячний редуктор і зубчасту передачу внутрішнього зачеплення.

Фіксатор являє собою циліндричний упор, що може ковзати у втулці, закріпленій на вертикальному стояку пристосування. Під час швидкого повороту барабана один із запресованих у ньому і зубчастому вінці пальців фіксаторів своїм скосом натискує на конусну поверхню упора, відсовує його і діє на розміщений у стояку безконтактний кінцевий вимикач. При цьому подається електрична команда на зупинку електродвигуна швидкого повороту і вмикається електродвигун довороту й фіксації. У цей момент барабан знаходиться у положенні, коли упор за допомогою пружини повернувся у вихідне положення і між упором та скосом пальця фіксатора є деякий зазор. Двигун фіксації довертає барабан до упора і вмикається від реле максимального струму.

Контроль фіксації здійснюється кінцевим вимикачем через стержень і упор. Для гарантії жорсткої фіксації використовується механізм, змонтований на стояку, який за допомогою повзуна з приводом від пневмоциліндра додатково підтискує барабан до упора. Механізм підтискування барабана до стояка виконаний у вигляді двох з'єднаних між собою пневмоциліндрів. [17, 18, 19]

Кондукторні втулки закріплені у вертикальних стояках пристосування. Для зміни ріжучих інструментів силові столи зі шпindelними коробками відводяться у вихідне положення й усі інструменти виводяться з кондукторних втулок.

Подача змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР) здійснюється через корпус барабана за допомогою підпружиненого сопла, що ковзає всередині кондукторної втулки. При обертанні барабана змонтовані в ньому приймальні сопла щільно контактують із загальним соплом і забезпечують подачу ЗОР у барабан. Розводка трубопроводів виконується безпосередньо у барабані з підведенням ЗОР до кожного інструмента.

3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ПОВОРОТУ БАРАБАНА

3.1. Кінематичний розрахунок привода

Кінематична схема привода повороту барабана зображена на рис. 3.1. Поворот барабана 10 здійснюється від окремого електродвигуна M_2 через муфту 8, вертикальний вал 9, черв'ячний редуктор 10 і циліндричну прямозубу передачу внутрішнього зачеплення, шестірня якої закріплена на вихідному валі черв'ячного редуктора, а колесо змонтоване в барабані. [20, 21]

Для гальмування і довороту барабана використовується електродвигун M_1 , який через муфту 7, систему зубчастих коліс 3, 5 і 6 зв'язаний із вертикальним валом 9 привода обертання барабана.

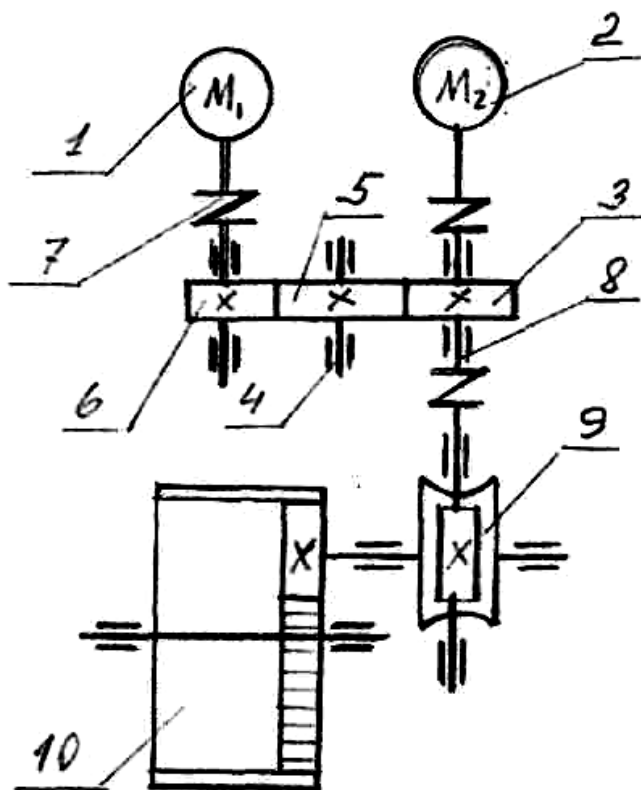


Рис. 3.1.

Кінематична схема привода повороту барабана:

- 1 – електродвигун гальмування;
- 2 – електродвигун повороту;
- 3 – вал-шестірня; 4 – проміжний вал; 5 – паразитна шестірня; 6 – ведуча шестірня електрогальма; 7 і 8 – муфти;
- 9 – вертикальний вал, 10 – черв'ячний редуктор; 11 – зубчаста передача внутрішнього зачеплення; 12 – барабан

Для повороту барабана попередньо приймаємо електродвигун змінного струму з короткозамкненим ротором типу 4АХМ90L6У3 потужністю $N_e = 1,5$ кВт і асинхронною частотою $n_e = 935$ об/хв.

Потрібна частота обертання барабана $n_B = 4,428$ об/хв.

Визначаємо загальне передаточне число привода

$$i = n_{\epsilon} / n_{\text{Б}} = 935 / 4,428 = 211,156.$$

Приймаємо стандартне передаточне число черв'ячного редуктора $i_{\text{чр}} = 40$.

Тоді передаточне число зубчастої передачі внутрішнього зачеплення

$$i_{\text{вн}} = i / i_{\text{чр}} = 211,156 / 40 = 5,28.$$

Приймаємо числа зуб'їв шестерень прямозубого циліндричного редуктора:

$$z_3 = z_5 = 54; \quad z_6 = 18.$$

Визначаємо частоти обертання валів привода.

Частота обертання вертикального вала і черв'яка

$$n_{\text{ч}} = n_{\epsilon 2} = 935 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання проміжного вала 4 і паразитної шестірні 5

$$n_5 = n_{\epsilon 2} \frac{z_5}{z_6} = 935 \cdot \frac{54}{54} = 935 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання вал-шестірні 6

$$n_6 = n_{\text{ч}} \frac{z_5}{z_6} = 935 \cdot \frac{18}{54} = 311,7 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання вала черв'ячного колеса

$$n_{\text{чк}} = n_{\text{ч}} / i_{\text{чр}} = 935 / 40 = 23,28 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання барабана

$$n_{\text{Б}} = n_{\text{чк}} / i_{\text{вн}} = 23,28 / 5,28 = 4,428 \text{ об/хв.}$$

За рис. 3.1 визначаємо загальний к.к.д. привода

$$\eta = \eta_{\text{м}}^2 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_{\text{чн}} \cdot \eta_{\text{н}}^6 = 0,98^2 \cdot 0,97^3 \cdot 0,8 \cdot 0,995^6 = 0,68,$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – к.к.д. муфти; $\eta_3 = 0,97$ – к.к.д. закритої зубчастої циліндричної передачі; $\eta_{\text{чн}} = 0,8$ – к.к.д. закритої черв'ячної передачі з тризахідним черв'яком; $\eta_{\text{п}}$ – к.к.д. пари підшипників кочення [5, с. 4, табл. 1.1].

3.2. Перевірка вибраного електродвигуна привода

Перевіряємо вибраний електродвигун за потужністю. У момент пуску двигун повинен здолати сили інерції обертових мас привода. [22, 23]

Обчислимо махові моменти елементів привода за формулою

$$GD^2 = k \cdot m \cdot d^2,$$

де k – коефіцієнт, що залежить від конфігурації деталі; m – маса елемента (деталі чи вузла); d – розрахунковий діаметр деталі чи вузла.

Махові моменти:

ротора електродвигуна M_1 $GD_1^2 = 67 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

ротора електродвигуна M_2 $GD_2^2 = 294 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

зубчастого колеса 3 $GD_3^2 = 0,6 \cdot 2,07 \cdot 130^2 \cdot 10^{-5} = 210 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

вертикального вала 4 $GD_4^2 = 0,6 \cdot 1,48 \cdot 40^2 \cdot 10^{-5} = 126,2 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

паразитної шестірні 5 $GD_5^2 = 0,6 \cdot 2,07 \cdot 130^2 \cdot 10^{-5} = 210 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

вал-шестірні 6 $GD_6^2 = 0,6 \cdot 0,67 \cdot 30^2 \cdot 10^{-5} = 3,02 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

муфт 7 і 8 $GD_7^2 = 0,45 \cdot 0,42 \cdot 70^2 \cdot 10^{-5} = 9,26 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

вала черв'яка $GD_8^2 = 0,6 \cdot 5 \cdot 45^2 \cdot 10^{-5} = 60,65 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

черв'ячного колеса $GD_9^2 = 0,6 \cdot 12,3 \cdot 250^2 \cdot 10^{-5} = 4612,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$

барабана $GD_{10}^2 = 0,7 \cdot 1120 \cdot 0,79^2 = 4893 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$

Визначаємо маховий момент, приведений до вала електродвигуна,

$$\begin{aligned} GD_{np}^2 = & GD_2^2 + GD_3^2 + GD_4^2 + GD_1^2 \left(\frac{n_6}{n_{e2}} \right) + GD_6^2 \left(\frac{n_6}{n_{e2}} \right) + GD_7^2 \left(\frac{n_6}{n_{e2}} \right) + GD_8^2 + GD_9^2 \left(\frac{n_{qk}}{n_{e2}} \right) + \\ & + GD_{10}^2 \left(\frac{n_B}{n_{e2}} \right) = 294 \cdot 10^{-3} + 210 \cdot 10^{-3} + 126,2 \cdot 10^{-3} + 210 \cdot 10^{-3} + 67 \cdot 10^{-3} \left(\frac{311,7}{935} \right) + \\ & + 3,02 \cdot 10^{-3} \left(\frac{311,7}{935} \right) + 9,26 \cdot 10^{-3} \left(\frac{311,7}{935} \right) + 60,65 \cdot 10^{-3} + 4612,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{23,38}{935} \right) + \\ & + 4893 \left(\frac{4,428}{935} \right) = 998,4 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Тут: n_{e2} , n_6 , $n_{чк}$ і n_B – частоти обертання відповідно електродвигуна M_2 , вал-шестірні, черв'ячного колеса і барабана.

Визначаємо приведений момент інерції

$$I_{np} = \frac{GD_{np}^2}{4g} = \frac{998,4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 9,81} = 25,44 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

де g – прискорення вільного падіння; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Момент сил інерції всіх мас при пуску привода

$$M_{ін} = I_{np} \cdot \omega_{e2} / t_{п} = 25,44 \cdot 97,86 / 0,5 = 7,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $t_{п}$ – час пуску електродвигуна; приймаємо $t_{п} = 0,5 \text{ с}$; ω_{e2} – кутова швидкість обертання ротора двигуна M_2 :

$$\omega_{e2} = \pi n_{e2} / 30 = 3,14 \cdot 935 / 30 = 97,86 \text{ с}^{-1}.$$

Потрібна потужність електродвигуна

$$N_{e2p} = \frac{M_{ін} \cdot n_{e2}}{9550 \cdot \eta} = \frac{7,5 \cdot 935}{9550 \cdot 0,68} = 1,1 \text{ кВт}.$$

Отже, вибраний електродвигун 4АХМ90L6У3 підходить.

3.3. Розрахунок зубчастої передачі внутрішнього зачеплення

Для обертання барабана використовується циліндрична прямозуба передача внутрішнього зачеплення з передаточним числом $i_{вн} = 5,28$. Колеса передачі виготовлені зі сталі 45, піддані поліпшенню. Для вибраного матеріалу зубчастих коліс допустимі напруження становлять: контактні $[\sigma_H] = 470 \text{ МПа}$, а згинальні при розрахунку на втому $[\sigma_{F2}] = 145 \text{ МПа}$ [7, с. 264].

Визначаємо потужність на валі барабана

$$N_B = N_{e2p} \cdot \eta = 1,1 \cdot 0,68 = 0,72 \text{ кВт}.$$

Крутний момент на валі барабана

$$M_{кБ} = 9550 \cdot N_B / n_B = 9550 \cdot 0,72 / 4,428 = 1553 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розраховуємо міжцентрову відстань передачі за формулою

$$a_w = K_a (i_{вн} - 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 M_{кБ} K_{H\beta}}{i_{вн}^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}},$$

де $K_a = 49,5$ – коефіцієнт для прямозубих коліс [7, с. 274];

$K_{H\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що використовується при проектному розрахунку;

$$\psi_{ba} = 0,2 \frac{i_{BH} + 1}{i_{BH} - 1} = 0,2 \cdot \frac{5,28 + 1}{5,28 - 1} = 0,29 [7, \text{ с. 274}].$$

Тоді

$$a_W = 49,5 \cdot (5,28 - 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 1553 \cdot 1,1}{5,28^2 \cdot 0,29 \cdot 400^2}} = 234,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо $a_W = 237,5$ мм.

Ширина зубчастого вінця колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_W = 0,29 \cdot 237,5 = 68$ мм. Ширину шестірні приймаємо $b_2 = 72$ мм.

Визначаємо значення модуля передачі з умови опору згинальній втомі

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_W = (0,01 \dots 0,02) \cdot 237,5 = (2,4 \dots 4,7) \text{ мм};$$

приймаємо стандартне значення модуля $m = 5$ мм.

Розраховуємо число зуб'їв колеса

$$z_2 = 2 a_W / m = 2 \cdot 237,5 / 5 = 95.$$

Число зуб'їв шестірні

$$z_1 = z_2 / i_{BH} = 95 / 5,28 = 18.$$

Сумарне число зуб'їв спряжених коліс

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 18 + 95 = 117.$$

Визначаємо ділильні діаметри коліс

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}; \quad d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 95 = 470 \text{ мм.}$$

Діаметри вершин і западин зуб'їв

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 90 + 2 \cdot 5 = 100 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 - 2m = 470 - 2 \cdot 5 = 460 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 90 - 2,5 \cdot 5 = 77,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m = 470 + 2,5 \cdot 5 = 482,5 \text{ мм.}$$

Розраховуємо колову швидкість у зачепленні

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{2,45 \cdot 90}{2 \cdot 10^3} = 0,11 \text{ м/с},$$

де ω_1 – кутова швидкість шестірні:

$$\omega_1 = \pi n_{чк} / 30 = 3,14 \cdot 23,28 / 30 = 2,45 \text{ с}^{-1}.$$

За рекомендаціями, наведеними у табл. 9.7) [7, с. 294], приймаємо 9-й ступінь точності коліс згідно з ГОСТ 1643-81.

Визначаємо сили, що діють у зачепленні.

Колова сила

$$F_{t,ш} = F_{t,к} = 2M_{кБ} / d_2 = 2 \cdot 1553 / 0,47 = 6607 \text{ Н.}$$

Радіальна сила

$$F_{r,ш} = F_{r,к} = F_{t,к} \cdot \text{tg} \alpha = 6607 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2405 \text{ Н,}$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення в нормальному перерізі.

Виконуємо перевірочний розрахунок зуб'їв колеса на згинальну втому за формулою (9.44) [7, с. 164]

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{10^3 M_{кБ} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} K_{Fr} (i_{\text{вн}} - 1)}{b_2 m a_w i_{\text{вн}}} = \\ &= \frac{10^3 \cdot 1553 \cdot 1,0 \cdot 1,13 \cdot 1,12 \cdot 3,6 \cdot (5,28 - 1)}{68 \cdot 5 \cdot 237,5 \cdot 5,28} = 106 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 145 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зуб'ями; для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1,0$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця; за табл. 9.11 [7, с. 176] $K_{F\beta} = 1,13$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження у зачепленні; за табл. 9.13 [7, с. 178] $K_{Fv} = 1,12$;

K_{Fr} – коефіцієнт, що враховує форму зуба; за табл. 9.10 [7, с. 175] $K_{Fr} = 3,6$.

3.4. Проектування черв'ячного редуктора

3.4.1. Визначення основних параметрів черв'ячної передачі та сил, що діють у зачепленні

При виконанні кінематичного розрахунку привода вибране передаточне число черв'ячної передачі $i_{чр} = 40$. Приймаємо число заходів черв'яка $z_{ч} = 1$, тоді число зуб'їв черв'ячного колеса $z_{чк} = z_{ч} \cdot i_{чр} = 1 \cdot 40 = 40$.

За матеріал черв'яка вибираємо нормалізовану сталь 45. Черв'як підлягає поверхневому загартуванню до твердості HRC₃ 42...45, після чого виконується шліфування його витків. [24]

Для сталі 45 границя міцності становить $\sigma_B = 590$ МПа, а межа витривалості

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 590 = 250 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження черв'яка при симетричному циклі їх змінювання

$$[\sigma_B]_{-1}' = \frac{\sigma_{-1} k_{p.n}}{[n] k_\sigma} = \frac{250 \cdot 1,0}{2,5 \cdot 2,4} = 42 \cdot 10^6 \text{ Па} = 42 \text{ МПа,}$$

де $[n]$ – коефіцієнт запасу міцності; $k_{p.n}$ – коефіцієнт режиму навантаження; k_σ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень.

Визначаємо швидкість ковзання черв'яка

$$v = (0,02 \dots 0,5) \omega_1 = (0,02 \dots 0,5) 97,9 = (2 \dots 5) \text{ м/с,}$$

де ω_1 – кутова швидкість черв'яка;

$$\omega_1 = \pi n_{\text{ч}} / 30 = 3,14 \cdot 935 / 30 = 97,9 \text{ с}^{-1}.$$

При такій швидкості за матеріал черв'ячного колеса приймаємо сірий чавун марки СЧ18, для якого $\sigma_B = 400$ МПа, контактні напруження $\sigma_{\text{Hр}} = 210$ МПа, а допустимі напруження на згин $[\sigma_{\text{Fр}}]_{-1} = 0,16 \sigma_B = 0,16 \cdot 400 = 64$ МПа.

Визначаємо потужності на валах черв'ячного редуктора:

на валі черв'яка $N_1 = N_{\text{e2р}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{з}} = 1,1 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 1,02$ кВт, а на валі черв'ячного колеса $N_2 = N_1 \eta_{\text{чп}} \eta_{\text{п}}^3 = 1,1 \cdot 0,8 \cdot 0,995^3 = 0,81$ кВт.

Крутні моменти на валах редуктора

$$M_{\text{к1}} = 9550 N_1 / n_{\text{ч}} = 9550 \cdot 1,02 / 935 = 10,6 \text{ Н}\cdot\text{м;}$$

$$M_{\text{к2}} = 9550 N_2 / n_{\text{чк}} = 9550 \cdot 0,81 / 23,38 = 330 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначаємо міжцентрову відстань черв'ячної передачі

$$a_w \geq (q + z_{\text{чк}}) \sqrt[3]{\left(\frac{184 \cdot 10^3}{z_{\text{чк}} \sigma_{\text{Hр}}}\right)^2 \cdot \frac{M_{\text{к2}}}{q}},$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка; приймаємо $q = 12$.

Тоді

$$a_w \geq (12 + 40) \sqrt[3]{\left(\frac{184 \cdot 10^3}{40 \cdot 210 \cdot 10^6}\right)^2 \cdot \frac{330}{12}} = 12,27 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 122,7 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 2144-76 приймаємо $a_w = 125$ мм.

Знайдемо модуль черв'ячної передачі

$$m = \frac{2 a_w}{q + z_{чк}} = \frac{2 \cdot 125}{12 + 40} = 4,8 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 2144-76 приймаємо $m = 5$ мм.

Уточнюємо міжцентрову відстань передачі

$$a_w = m (q + z_{чк}) / 2 = 5 (12 + 40) / 2 = 130 \text{ мм.}$$

Обчислюємо ділильні діаметри, а також діаметри вершин і западин витків черв'яка і зуб'їв черв'ячного колеса:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12 = 60 \text{ мм}; \quad d_2 = m \cdot z_{чк} = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм.}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 5 = 70 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 60 - 2,4 \cdot 5 = 48 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{60 + 200}{2} = 130 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину вінця й найбільший діаметр колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 70 = 52,5 \text{ мм, приймаємо } b_2 = 50 \text{ мм};$$

$$d_{am2} \leq d_{a1} + 1,5 m = 210 + 1,5 \cdot 5 = 217,5 \text{ мм; приймаємо } d_{am2} = 216 \text{ мм.}$$

Геометричні параметри передачі вказані на рис. 3.2.

Приймаємо 8-й ступінь точності передачі згідно з ГОСТ 3675-81.

Визначаємо сили, що діють у зачепленні.

Колова сила на колесі й осьова сила на черв'яку:

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2M_{к2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 330}{200 \cdot 10^{-3}} = 3300 \text{ Н.}$$

Колова сила на черв'яку й осьова сила на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} (\gamma + \rho'),$$

де $\gamma = 4^\circ 5'$ – кут підйому витка черв'яка; $\rho' = 2^\circ$ – кут тертя [7, с. 253, табл. 12.6].

$$F_{t1} = F_{a2} = 3300 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ 5' = 352 \text{ Н.}$$

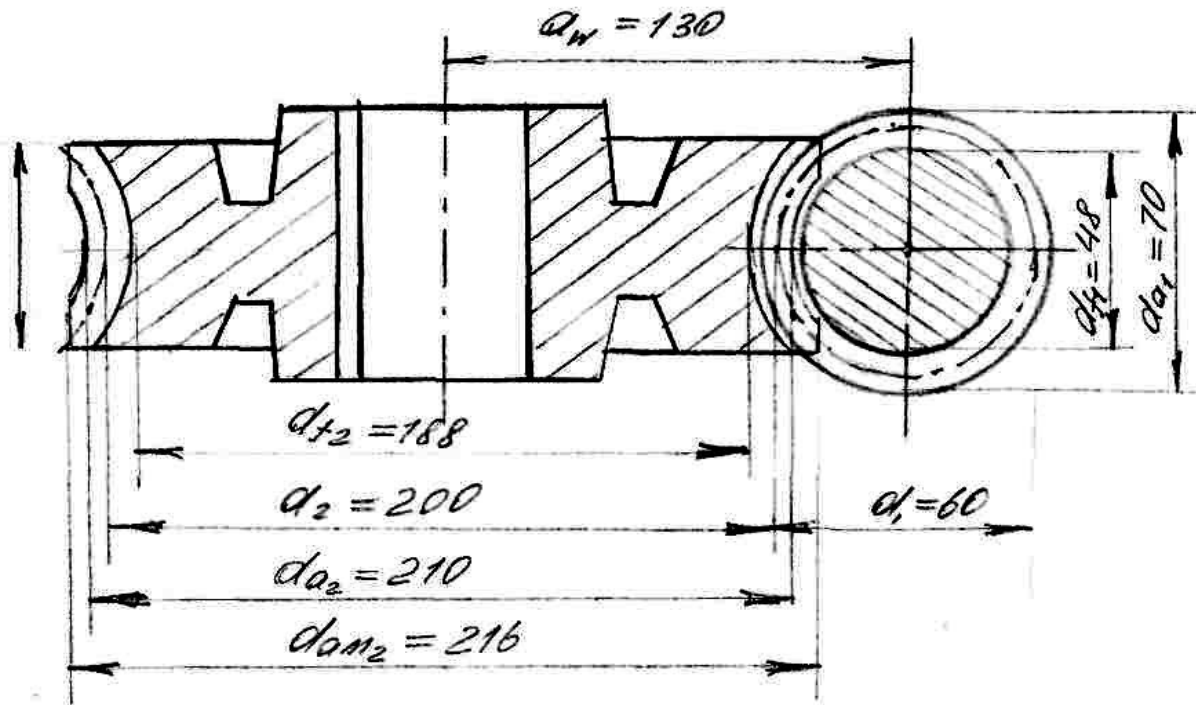


Рис. 3.2. Геометричні параметри черв'ячної передачі

Радіальна сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3300 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3300 \cdot 0,236 = 779 \text{ Н,}$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення в нормальному перерізі.

3.4.2. Перевірка на міцність і жорсткість черв'яка

Щоб підвищити жорсткість, черв'як виготовляємо разом з валом, причому відстань між центрами підшипників вала-черв'яка орієнтовно приймаємо такою, як найбільший діаметр черв'ячного колеса – $d_{am2} = 216$ мм.

Конструктивно приймаємо

$$2a_1 = d_{am2} - (20 \dots 40) = 216 - (20 \dots 40) \approx 200 \text{ мм; } a_1 = 100 \text{ мм.}$$

Складаємо схему навантаження черв'яка (рис. 3.3) і визначаємо реакції опор у вертикальній площині YOZ від сил F_{a_1} й F_a . [25]

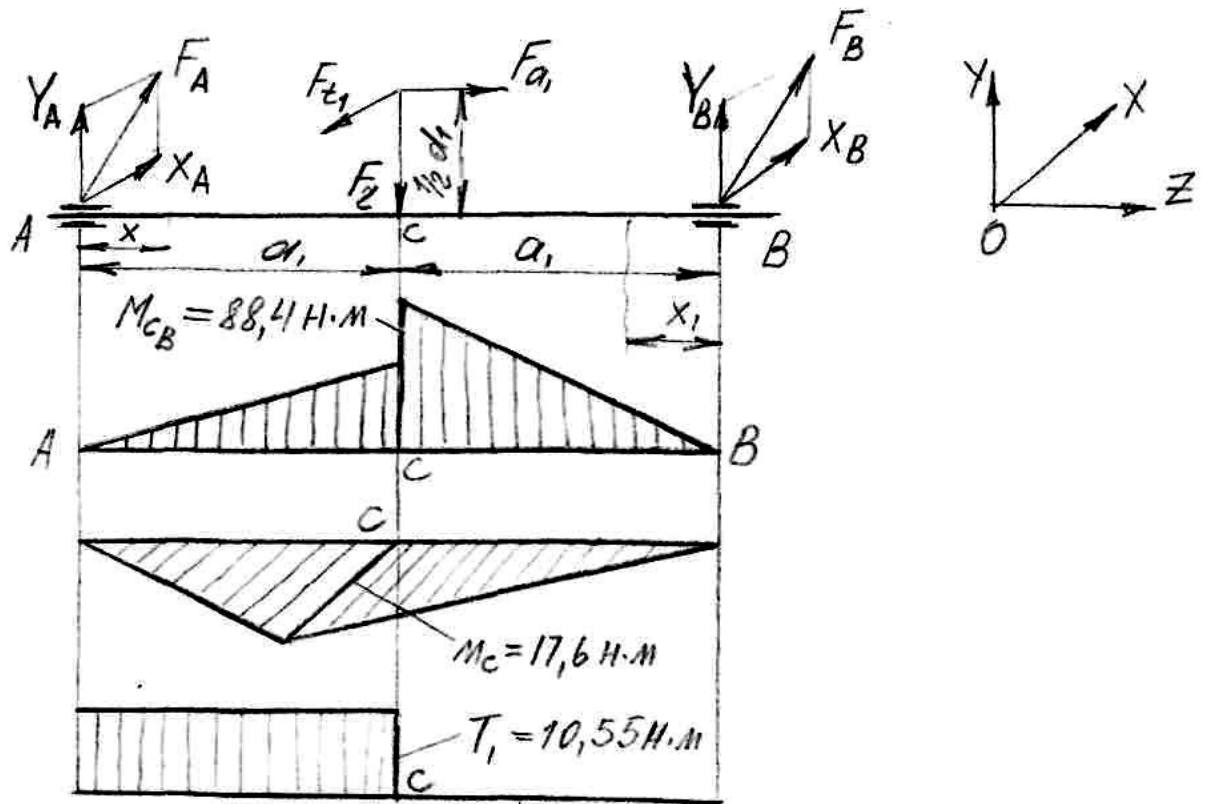


Рис. 3.3. Схема навантаження черв'яка

$$\Sigma M_a = F_r \cdot a_1 + F_{a_1} \cdot 0,5d_1 - Y_B \cdot 2a_1 = 0;$$

$$Y_B = \frac{F_r}{2} + \frac{F_{a_1} \cdot d_1}{4a_1} = \frac{779}{2} + \frac{3300 \cdot 60}{4 \cdot 100} = 389,4 + 495 = 884,4 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_b = Y_A \cdot 2a_1 - F_r \cdot d_1 + F_{a_1} \cdot 0,5d_1 = 0;$$

$$Y_A = \frac{F_r}{2} - \frac{F_{a_1} \cdot d_1}{4a_1} = 389,4 - \frac{3300}{4 \cdot 100} = 389,4 - 33 = 356,4 \text{ Н}.$$

Знаходимо реакції опор у площині XOZ від сили F_{t_1} :

$$X_A + X_B = \frac{F_{t_1}}{2} = \frac{351,7}{2} = 175,8 \text{ Н}$$

Будуємо епюру згинальних моментів у вертикальній площині:

$$M_A = M_B = 0; \text{ з лівого боку } \Sigma M_X = Y_A \cdot x;$$

$$\text{при } x = a_1 \quad M_{C_A} = Y_A \cdot a_1 = 175,8 \cdot 0,1 = 17,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{з правого боку } \Sigma M_X = Y_B \cdot x;$$

$$\text{при } x_1 = a_1 \quad M_{C_B} = Y_B \cdot a_1 = 884,4 \cdot 0,1 = 88,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюри згинальних і крутних моментів (рис. 3.3).

Обчислюємо сумарний згинальний момент і визначаємо напругу вигину в небезпечному перерізі С:

$$M_{\text{сум}} = M_u = \sqrt{M_{C_B}^2 + M_{C_T}^2} = \sqrt{88,4^2 + 17,6^2} = \sqrt{8124,32} = 90,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_x} = \frac{32M_u}{\pi \cdot d_{f_1}^3} = \frac{32 \cdot 90,2}{3,14 \cdot 0,048^3} = 8,31 \cdot 10^6 \text{ МПа}.$$

Визначаємо напруження стиску від сили F_{a_1} у перерізі С:

$$\sigma_u = \frac{F_{a_1}}{S_C} = \frac{4F_{a_1}}{\pi \cdot d_{f_1}^2} = \frac{4 \cdot 3300}{3,14 \cdot 0,048^2} = 1,82 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Визначаємо напруження кручення в перетині С:

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16T_1}{\pi \cdot d_{f_1}^3} = \frac{16 \cdot 10,55}{3,14 \cdot 0,048^3} = 0,49 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

За III теорією міцності обчислюємо еквівалентне напруження й порівнюємо його із допустимим:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_c)^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{(8,31 \cdot 10^6 + 1,82 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (0,49 \cdot 10^6)^2} =$$

$$= 3,33 \cdot 10^6 \text{ Па} \leq [\sigma_n]_{-1}' = 42,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Умова міцності виконана.

Перевіряємо черв'як на жорсткість.

Сила, що згинає черв'як:

$$F = \sqrt{F_{t_1}^2 + F_r^2} = \sqrt{351,7^2 + 778,8^2} = 854 \text{ Н}.$$

Відстань між точками прикладення реакції $l = 2a_1 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ мм}$.

Допустимий прогин черв'яка визначається зі співвідношення:

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m = (0,0025 \dots 0,05) \text{ мм}.$$

Найменший осьовий момент інерції поперечного перерізу черв'яка:

$$I_x = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,048^4}{64} = 26,04 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Визначаємо прогин черв'яка:

$$f = \frac{F \cdot l^4}{3E_x \cdot I_x \cdot l} \leq [f],$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль пружності.

$$f = \frac{854 \cdot 0,2^4}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 26,64 \cdot 10^{-8} \cdot 0,2} = 0,042 \cdot 10^{-3}, \text{ що значно менше } [f].$$

Виконуємо перевірку зуб'їв колеса на контактну й згинальну витривалість за формулами, наведеними на с. 154 [7]:

$$\sigma_H = Z_m \sqrt{\frac{K_H \cdot Ft_2}{d_1 \cdot d_2 \cdot K_\sigma}} \leq \sigma_{HP},$$

де $Z_m = 209 \cdot 10^3$ Па [7, табл. П22, с. 368];

$$K_H = K_\beta \cdot K_v = 1,0 \cdot 1,25 = 1,25;$$

$K_\beta = 1,0$ – постійне навантаження;

$K_v = 1,25$ – швидкісний коефіцієнт [7, табл. П35];

K_σ – коефіцієнт, що враховує кут охоплення черв'яка колесом і кут підйому

лінії витків черв'яка:

$$K_\sigma = \frac{\delta}{85^\circ \cos \gamma} = \frac{98^\circ}{85^\circ \cdot \cos 4^\circ 5'} = \frac{98^\circ}{85^\circ \cdot 0,99746} = 1,16.$$

$$\sigma_H = 209 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 3300}{60 \cdot 200 \cdot 10^{-6} \cdot 1,16}} = 113,7 \cdot 10^6 \text{ Па} < \sigma_{HP} = 210 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot K_F \cdot F_t^2}{q \cdot k_\sigma \cdot m^2} \leq (\sigma_{FP})_{-1},$$

де $Y_F = 1,55$ – коефіцієнт форми зуба [7, табл. 27].

Визначаємо еквівалентне число зуб'їв

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 4^\circ 5'} = \frac{40}{0,99746} = 40,1; \quad K_F = K_H = 1,25.$$

$$\sigma_F = \frac{1,55 \cdot 1,25 \cdot 3300}{12 \cdot 1,16 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6}} = 18,37 \cdot 10^6 < (\sigma_{FP})_{-1} = 27,31 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$(\sigma_{FP})_{-1} = 0,075 \cdot \sigma_{BH} = 0,075 \cdot 365 = 27,37 \cdot 10^6 \text{ Па}; [7, табл. 38 і 3].$$

3.4.3. Попередній розрахунок тихохідного вала і вибір розмірів черв'ячної передачі [10]

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного вала за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{к2}}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 330}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{84,1} = 4,35 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 43,5 \text{ мм},$$

де $[\tau_k] = 20 \cdot 10^6$ Па – занижене допустиме напруження при крученні для вала зі сталі 40.

Оскільки кінець вихідного вала має шліци з діаметром їх западин 45 мм, то діаметр кінця вала приймаємо $d = 50$ мм, а інші розміри такі:

$d_2^I = 55$ мм – діаметр вала під підшипник;

$d_2^{II} = 70$ мм – діаметр бурта під підшипник;

$d_2^{III} = 90$ мм – діаметр бурта для маточини;

$d_2^{VI} = 75$ мм – діаметр вала під маточину черв'ячного колеса.

Конструктивні елементи черв'ячного колеса:

$D_{cm} \approx 1,6 d_2^{VI} = 1,6 \cdot 75 \approx 120$ мм – діаметр маточини черв'ячного колеса; приймаємо $D_{cm} = 110$ мм;

$l_{cm} \approx 1,2 d_2^{VI} \approx 1,2 \cdot 75 \approx 90$ мм – довжина маточини черв'ячного колеса.

3.4.4. Вибір розмірів і констрування черв'ячного редуктора

Черв'як виготовлений разом з валом. Діаметри посадкових ділянок вала-черв'яка визначаємо конструктивно, орієнтуючись на розрахункові діаметри черв'яка. При відносно великій силі $F_{a1} = 3300$ Н необхідно очікувати більших значень динамічної вантажопідйомності підшипників, тому діаметр посадкової ділянки вала-черв'яка під підшипник приймаємо:

$d_1^{II} = 45$ мм – діаметр вала під підшипник;

$d_2^I = 44$ мм – діаметр вала під ущільнювач;

$d_{в1} = 40$ мм – діаметр вихідного кінця вала (під муфту).

Довжину нарізаної частини черв'яка визначаємо за формулою

$$b_1 \geq (11 + 0,06 Z_2) m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40) 5 + 25 = 92 \text{ мм};$$

приймаємо $b_1 = 86$ мм.

Довжину вихідного кінця вала-черв'яка визначаємо зі співвідношення:

$$l_1 \approx (1,5 \dots 2) d_{B_1} = (1,5 \dots 2) 40 = (60 \dots 80) \text{ мм}; \text{ приймаємо } l_1 = 65 \text{ мм.}$$

Конструктивні розміри корпусу редуктора

Товщина стінок корпусу редуктора:

$$\delta \geq 0,045 a_w + 1 \dots 3 = 0,045 \cdot 130 + 3 = 10 \text{ мм}; \text{ приймаємо } \delta = 15 \text{ мм.}$$

Товщина верхнього пояса редуктора

$$S_1 \approx 1,5 \delta = 1,5 \cdot 15 = 22 \text{ мм.}$$

Товщина нижнього пояса редуктора

$$S_k \approx S_1 + 2 \dots 5 \dots 5 = 22 + 2 = 24 \text{ мм.}$$

Діаметр кріпильних болтів

$$d_k \approx 0,036 \cdot a + 12 = 0,036 \cdot 130 + 12 = 5 + 12 = 17 \text{ мм}; \text{ приймаємо } d_k = 16$$

мм.

Діаметр шпильок для кріплення кришки редуктора до корпусу біля підшипників

$$d_n \approx (0,7 \dots 1,4) \delta = (0,7 \dots 1,4) \cdot 15 = 10,5 \dots 21 \text{ мм}; \text{ приймаємо } d_n = 12 \text{ мм.}$$

Зазор між внутрішньою бічною стінкою корпусу редуктора й торцем маточини черв'яка колеса:

$$y \geq 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 15 = 7,5 \text{ мм}; \text{ приймаємо } y = 15 \text{ мм.}$$

Відстань між внутрішньою стінкою кришки редуктора й колом найбільшого діаметра черв'ячного колеса: $y_1 \geq \delta = 15 \text{ мм.}$

Відстань від осі черв'яка до дна картера:

$$y_2 \approx (2 \dots 2,5) d_1^{II} = (2 \dots 2,5) 45 = (90 \dots 112,5) \text{ мм}; \text{ приймаємо } y_2 = 80 \text{ мм.}$$

Визначаємо положення точок прикладення реакцій підшипників і габаритні розміри редуктора (див. рис. 4.11):

а) відстань між точками прикладення реакцій підшипників швидкохідного вала $2a_1 = 200 \text{ мм}; a_1 = 100 \text{ мм};$

б) для тихохідного вала $a_2 = 62 \text{ мм}; a_3 = 124 \text{ мм.}$

Інші розміри елементів редуктора вибираємо конструктивно й виконуємо компонування редуктора (рис. 3.4).

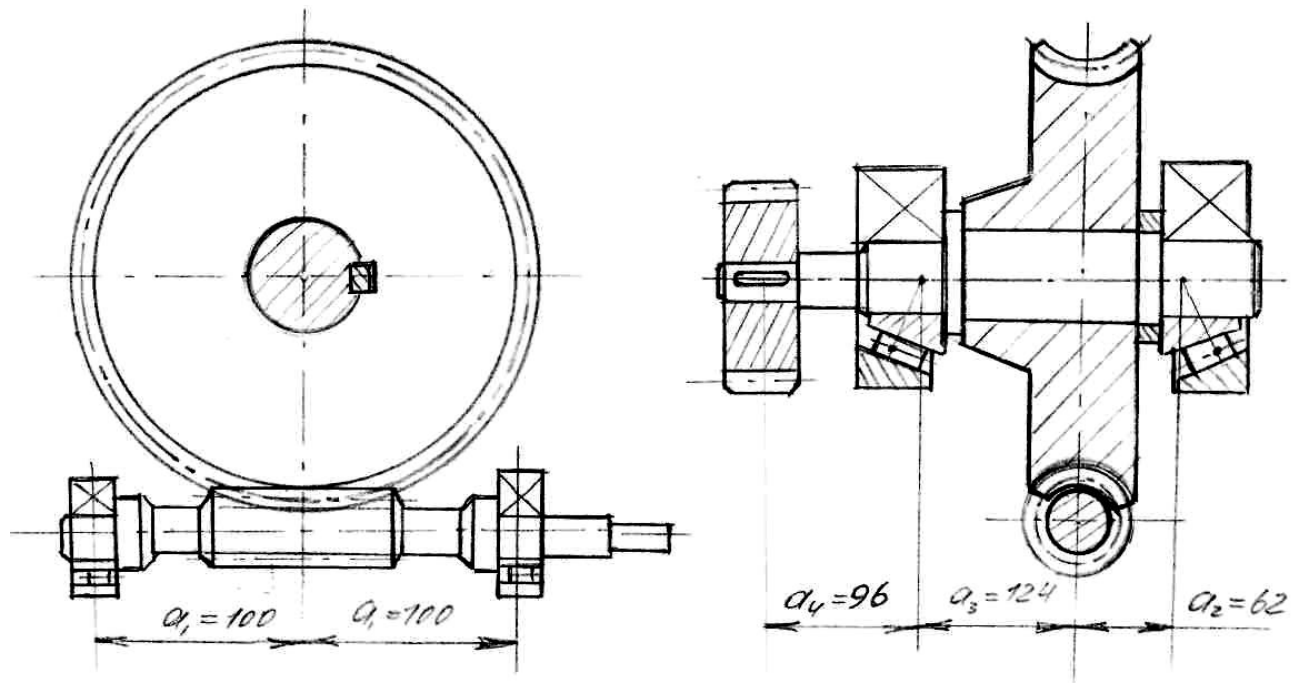


Рис. 3.4. Компонувальна схема черв'ячної передачі

3.4.5. Перевірочний розрахунок вала черв'ячного колеса

Для виготовлення вала черв'ячного колеса вибираємо сталь 40, для якої границя міцності $\sigma_s = 550$ МПа, а границя витривалості [6]

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_s = 0,43 \cdot 550 = 237 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження при симетричному циклі:

$$[\sigma_n]_{-1} = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_{pu}}{[n] \cdot K_\sigma} = \frac{237 \cdot 1,0}{2,0 \cdot 1,5} = 78,8 \text{ МПа,}$$

де $[n] = 2,0$; $K_\sigma = 1,5$; $K_{pu} = 1,0$ [7, с. 348].

Складаємо розрахункову схему вала (рис. 3.5).

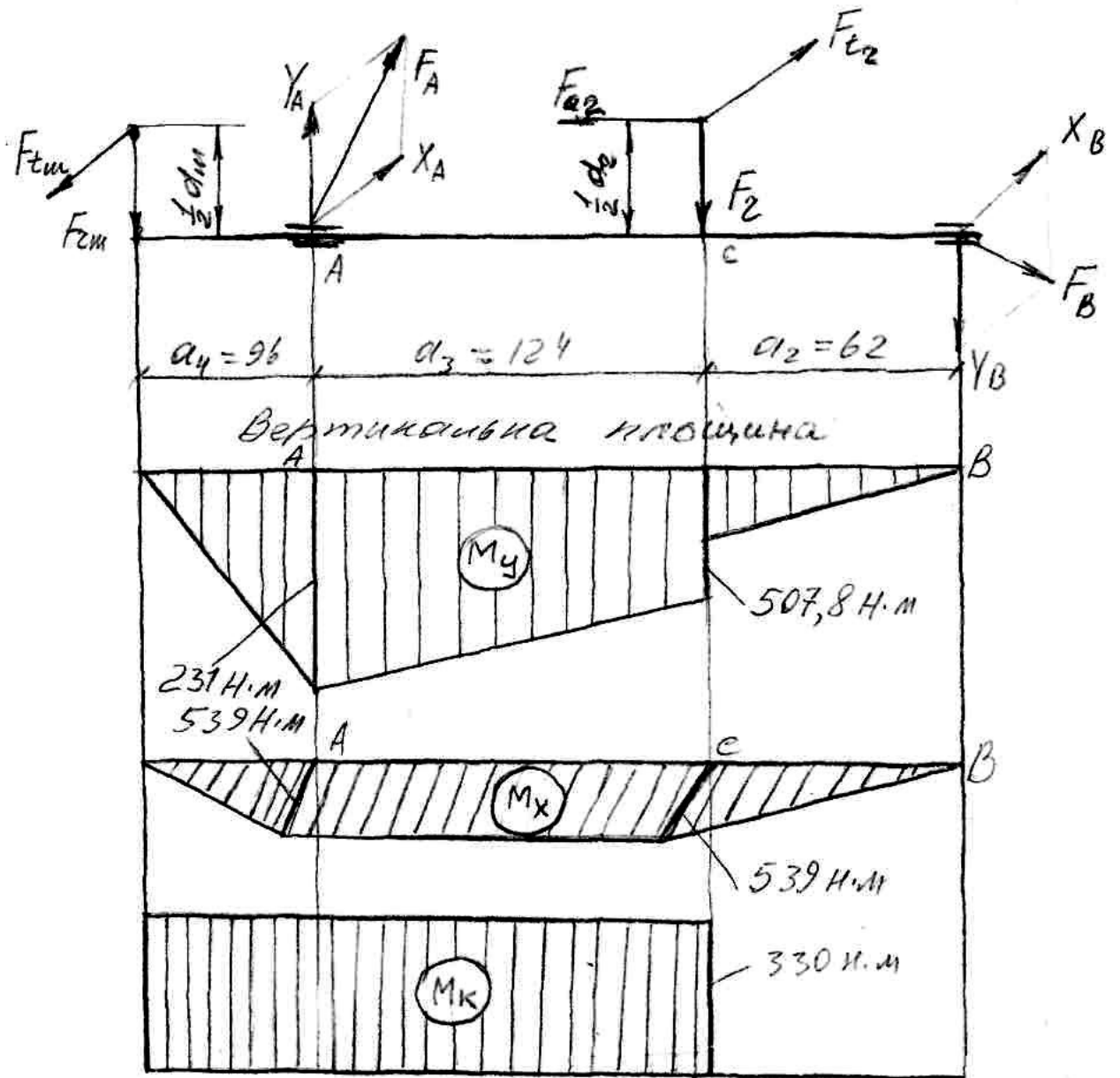


Рис. 3.5. Розрахункова схема вала черв'ячного колеса

Визначаємо реакції опор.

У горизонтальній площині:

$$\Sigma M_A = -F_{tm} \cdot a_4 - F_{t_2} \cdot a_3 - x_B (a_2 + a_3) = 0;$$

$$X_A = \frac{-3300 \cdot 0,062 + 6607 \cdot 0,282}{(0,062 + 0,724)} = 8917 \text{ Н.}$$

Визначаємо згинальний момент у характерних точках А, С и В:

у вертикальній площині:

$$M_A = F_{ru} \cdot a_4 = 2405 \cdot 0,096 = 231 \text{ Н·м;}$$

$$M_C^{прав} = -F_{ru}(a_4 + a_3) + Y_A a_3 = -2405 \cdot 0,22 + 4095 \cdot 0,124 = 507,8 \text{ Н·м;}$$

$$M_c^{лев} = Y_B \cdot a_2 = 1171 \cdot 0,062 = 72,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

у горизонтальній площині

$$M_a = X_A \cdot a_4 = 5610 \cdot 0,096 = 539 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_e = X_B \cdot a_2 = 8917 \cdot 0,062 = 553 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутний момент $M_{к2} = 330 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Знайдемо сумарний згинальний момент і напруження згину в перетині С:

$$M_{сум} = \sqrt{M_{A_3}^2 + M_{A_2}^2} = \sqrt{231^2 + 539^2} = 586 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо робоче напруження згину в перетині А.

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_x} = \frac{32M_u}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 586}{3,14 \cdot 0,055^3} = 35,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальне напруження кручення:

$$\tau_k = \frac{T_3}{W_p} = \frac{16T_3}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 330}{3,14 \cdot 0,045^3} = 18,5 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Еквівалентне напруження обчислюємо за III теорією міцності й результати порівнюємо з допустимими напруженнями:

$$\sigma_{эIII} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{(35,9 \cdot 10^6)^2 + 4(18,5 \cdot 10^6)^2} = 50,6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Умова міцності виконана, оскільки $\sigma_{эIII} = 50,6 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma_n]_{-1} = 78,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$

Як видно з рис. 3.5, найнебезпечнішим перерізом вала є перетин I – I під підшипником А. Перевіряємо вал на втомленість у цьому перерізі.

Визначаємо сумарний згинальний момент:

$$M_{зл} = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2} = \sqrt{231^2 + 539^2} = 584 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо максимальні нормальні напруження при згині й максимальні напруження при крученні

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зл}}{W_{oc}} = \frac{584 \cdot 10^3}{16640} = 48,4 \text{ МПа},$$

де W_{oc} – момент опору при згині; $W_{oc} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 55^3 = 16640 \text{ мм}^3.$

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{330 \cdot 10^3}{33280} = 25,1 \text{ МПа},$$

де W_p – полярний момент опору при крученні; $W_p = 0,2d^3 = 0,5 \cdot 55^3 = 33280 \text{ мм}^3.$

Матеріал вала сталь 45, поліпшена, для якої $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_{-1} = 680$ МПа; $\tau_{-1} = 230$ МПа; $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ [7, табл. 8.18].

За табл. 8.24 [7] визначаємо коефіцієнти концентрації напружень для посадки з натягом:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{K_D} = 4,3; \quad K_{\tau\sigma} = \frac{K_\tau}{K_D} = 3,1.$$

Вважаємо, що нормальне напруження змінюється за симетричним циклом, тобто $\sigma_a = \sigma_{max} = 48,4$ МПа, $\sigma_m = 0$; а дотичні напруження – за нульовим циклом, тобто $\tau_a = \tau_m = 0,5$ $\tau_{max} = 0,5 \cdot 25,1 = 12,55$ МПа.

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності за формулою [7, с. 162]:

по нормальних напруженнях:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a} = \frac{380}{4,3 \cdot 48,4} = 1,83;$$

по дотичних напруженнях

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau\sigma} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{3,1 \cdot 12,55 + 0,05 \cdot 12,55} = 5,82.$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,83 \cdot 5,82}{\sqrt{1,83^2 + 5,82^2}} = 1,75 > [S] = 1,5 \quad [7, с. 294].$$

3.4.6. Підбір і перевірка підшипників редуктора

Для швидкохідного вала (черв'яка) за рис. 3.3 визначаємо величину й напрямок діючих на підшипники сил:

$$F_{rA} = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} = \sqrt{175,8^2 + 356,4^2} = 397 \text{ Н};$$

$$F_{rB} = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} = \sqrt{175,8^2 + 824,4^2} = 847 \text{ Н}.$$

Осьова сила $F_{a1} = 3300$ Н. Більше радіальне навантаження діє на опору B , також на неї ж діє осьова сила F_{a1} , тому підбір підшипників треба вести для цієї опори.

Визначаємо тип підшипників. При великому перевищенні осьового навантаження F_{a1} над радіальним F_{rB} (у нашому випадку в три рази) доцільно

застосовувати комбіновані опори. Вирішуємо встановлювати на кожній опорі по два підшипники: упорний кульковий і радіальний із циліндричними роликами. Приймаємо підшипники: упорний кульковий 8209 ГОСТ 6874-75 і радіальний роликовий 2309 ГОСТ 8328-75.

Потрібне значення динамічної вантажопідйомності підшипника визначаємо за формулою: $C_{mp} \leq C$,

де C – табличне значення динамічної вантажопідйомності; для підшипника 8209 $C = 41$ кН, а для підшипника 2309 $C = 52,7$ кН [9, с. 541 і 531].

$$C_{mp} = (xVF_r + YF_a)K_\sigma \cdot K_T (6 \cdot 10^{-5} nLh)^\alpha,$$

де $n = 935$ об/хв частота обертання черв'яка; $L_h = 15 \cdot 10^3$ годин – термін служби підшипників; $\alpha = 3$ – для кулькових підшипників; $(xVF_r + VF_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T = P$ – еквівалентне динамічне навантаження.

Для упорних кулькових підшипників

$$P = F_{a_1} \cdot K_\sigma \cdot K_T = 3300 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 3960 \text{ Н},$$

де $K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт динамічного навантаження; $K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт при температурі підшипника до 100°C ;

Тоді

$$C_{mp} = 3960,0 \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot 935 \cdot 15 \cdot 10^3)^{\frac{1}{3}} = 37303,2 \text{ Н} = 37,3 \text{ кН} < C = 41 \text{ кН}.$$

Для радіальних підшипників із циліндричними роликами:

$$P = F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 778,4 \cdot 1,2 \cdot 1 = 934 \text{ Н};$$

$$C_{mp} = 934,1 (6 \cdot 10^{-5} \cdot 935 \cdot 15 \cdot 10^3)^{\frac{3}{10}} = 7,05 \text{ кН} = 52,7 \text{ кН}.$$

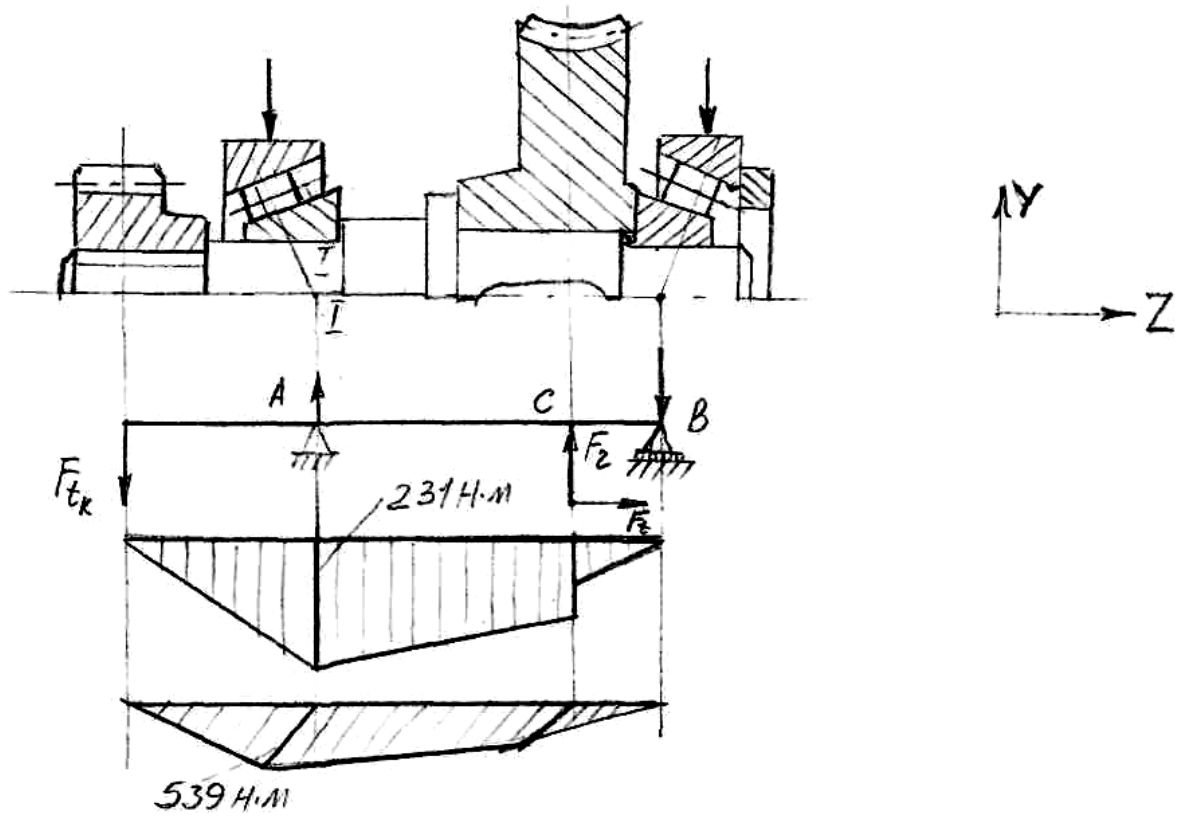
Отже, підшипники для черв'ячного вала вибрані правильно.

За рис. 3.6 визначаємо значення й напрямки дії сил на підшипники тихохідного вала.

$$F_{r_A} = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{8917^2 + 4095^2} = 9798 \text{ Н};$$

$$F_{r_B} = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{5610^2 + 1171^2} = 5744 \text{ Н}; \quad F_{a_2} = 351,7 \text{ Н}.$$

Попередньо приймаємо радіально-упорні однорядні підшипники з конічними роликами середньої серії 7311 згідно з ГОСТ 333-79, що має розміри $d = 55$ мм, $D = 120$ мм, $T = 32$ мм і динамічну вантажопідйомність $C = 107$ кН.



3.6. Схема компоновання вала черв'ячного колеса

Визначаємо осьові складові реакцій для вибраного роликотіпшипника:

$$S_A = 0,83 \cdot E \cdot F_{r_A} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 9798 = 2602 \text{ Н, де } E = 0,32.$$

$$S_B = 0,83 \cdot 0,32 F_{r_B} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 5744 = 1526 \text{ Н.}$$

Оскільки $S_A > S_B$ і $F_{a_2} = 351,7 < S_B - S_A$, то $F_{a_A} = S_A = 341 \text{ Н.}$

$$F_{a_A} = S_A + F_{a_2} = 2602 + 351,7 = 2954 \text{ Н.}$$

Приймаємо довговічність підшипників $L_h = 25 \cdot 10^3$ годин.

Необхідне значення динамічної вантажопідйомності

$$C_{mp} = (xvF_r + YF_a) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau (6 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot L_h)^{1/\alpha},$$

де $V = 1,0$ – коефіцієнт обертання;

$K_\sigma = 1,6$ – коефіцієнт навантаження;

$K_\tau = 1,0$ – температурний коефіцієнт;

$n = 32,38$ об/хв – частота обертання вала черв'ячного колеса;

α – коефіцієнт, що залежить від типу підшипника; для роликотіпшипника

$$\alpha = 3/10.$$

$$\text{При } \frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{341}{1,0 \cdot 1284} = 0,266 < e, \text{ одержуємо } X = 1,0; Y = 0.$$

$$\text{При } \frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{692,7}{2224,5} = 0,311 < e, \text{ одержуємо } X = 0; Y = 0.$$

Визначаємо опору, на яку діє більше еквівалентне навантаження:

$$P_A = (xvFr + YFa) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 979,8 + 0) \cdot 1,6 \cdot 1,0 = 15662 \text{ Н};$$

$$P_B = (xvF_{rB} + YF_{aB}) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 5744 + 0) \cdot 1,6 \cdot 1,0 = 9190,4 \text{ Н} = P_{max}.$$

Отже, необхідну динамічну вантажопідйомність визначаємо для опори *A*, як більш навантаженої:

$$C_{mp} = P_A(6 \cdot 10^{-5} \cdot n_2 \cdot L_h)^{1/\alpha} = 15662 (6 \cdot 10^{-5} \cdot 23,38 \cdot 25 \cdot 10^3)^{3/10} = 51200 \text{ Н} = 51,2 \text{ кН}.$$

Це значно менше табличного значення динамічної вантажопідйомності, яка становить $C = 107 \text{ кН}$.

Отже, вибрані підшипники черв'ячного редуктора мають достатню довго-вічність.

3.4.7. Тепловий розрахунок редуктора

Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора виконуємо за методикою, наведеною на с. 226 [9].

Площу тепловипромінювальної поверхні редуктора знаходимо за формулою:

$$S = 20 \cdot a^2 = 20 \cdot 0,13^2 = 0,338 \text{ м}^2$$

Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі $K_t = 13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$, температуру повітря $t_n = 20 \text{ °C}$ і обчислюємо температуру масла в картері редуктора

$$t_m = \frac{p_1(1-n)}{K_t \cdot S} + t_n = \frac{1,02(1-0,8) \cdot 10^3}{13 \cdot 0,338} + 20^0 = 46,4^0 + 20^0 = 66,4^0 \text{ C}.$$

Допустима температура $[t_m] = (60 \dots 90) \text{ °C}$.

Змащування черв'ячної передачі буде здійснюватися зануренням витків черв'яка на глибину 10...15 мм у масло, змащування підшипників масляним туманом.

Визначаємо орієнтовно необхідну в'язкість масла:

$$\nu = \frac{\nu_1}{\sqrt{v}} = \frac{300}{\sqrt{2,9}} = \frac{300}{1,7} = 176 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}},$$

де $\nu_1 = 300 \text{ мм}^2/\text{с}$ – в'язкість масла при швидкості $v = 1 \text{ м/с}$.

ВИСНОВКИ

1. В роботі проаналізовано будову агрегатного верстата та принципо його роботи.
2. Проведено огляд існуючих конструкцій поворотних ділильних барабанів агрегатних верстатів.
3. Виконати розрахунки елементів привода повороту барабана.
4. Розроблено 6-позиційний поворотний ділильний барабан для агрегатного верстата, що використовуються для механічної обробки одночасно з двох протилежних боків корпусу 731.632-04 клапана високого тиску, який є деталлю гідравлічної арматури масового виробництва.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. Расчет механических систем приводов с зазорами. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
4. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
5. Латышев Н.В., Вассерман М.С., Касьянов О.Н., Пащенко Э.А. Агрегатные станки в машиностроении. – Харьков: Прапор, 1975. – 112 с.
6. Тимофеев Ю.В., Карпусь В.Е., Кропалев О.А., Шелковой А.Н, Слипченко С.Е. Направление совершенствования агрегатированного металлообрабатывающего оборудования // Резание и инструмент. – Вып. 49.- Харьков: Основа, 1995. – с. 125-128.
7. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. –386 с.
8. Годунко М.О. Основи 3D моделювання і робототехніки: Навч. посіб. для проведення практичних занять / М.О. Годунко, А.І. Гречка. – К. : 7БЦ, 2024. – 42 с.
9. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
10. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
11. Годунко М.О. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара, В.К. Щербина, Р.А. Кравченко, В.В. Ключкін // Центральноукраїнський

- науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 27-33.
12. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
 13. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.
 14. Щербина К.К. Динамічний аналіз кільково-клинового хону в зоні малих переміщень / К.К. Щербина, В.А. Мажара, Д.Р. Торчілов, С.М. Заїка, В.М. Масляніков / Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2024. – Т. 337. – Вип. 3 (2). – С. 250-254.
 15. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрьомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
 16. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
 17. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
 18. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного

- університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
19. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
20. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
21. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
22. Надеин В.С. Повышение точности шевингования облегающими шеверами / В.С. Надеин, М.Г. Сторчак, А.В. Кривошея, С.Н. Заика, Д.В. Грынъ // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. - Харьков : НТУ "ХПИ". - 2012. - № 35. - С. 106-112.
23. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
24. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздожньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
25. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділимим на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370.

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
	КРБ.ПМ.25.35.01.10.00	Барабан поворотний			
		Складальне креслення			
		Складальні одиниці			
1	КРБ.ПМ.25.35.01.11.00	Стояк лівий	1		
2	КРБ.ПМ.25.35.01.12.00	Стояк правий	1		
3	КРБ.ПМ.25.35.01.13.00	Барабан	1		
4	КРБ.ПМ.25.35.01.14.00	Привод повороту барабана	1		
5	КРБ.ПМ.25.35.01.15.00	Механізм підтискування барабана	1		
6	КРБ.ПМ.25.35.01.16.00	Механізм фіксації барабана	1		
7	КРБ.ПМ.25.35.01.17.00	Редуктор черв'ячний	1		
8	КРБ.ПМ.25.35.01.18.00	Опори осі барабана	1		
9	КРБ.ПМ.25.35.01.19.00	Кронштейн	1		
10	КРБ.ПМ.25.35.01.20.00	Кожух	1		
11	КРБ.ПМ.25.35.01.21.00	Кожух задні	1		
12	КРБ.ПМ.25.35.01.22.00	Лоток	1		
13	КРБ.ПМ.25.35.01.23.00	Розподільник	2		
14	КРБ.ПМ.25.35.01.24.00	Втулка обертова	2		
17	П4460-010	Затискач	6		
18	П8360-160	Кронштейн	1		
19	УМ4410-047	Ключ електромеханічний	1		
20	УМ4410-048	Плита електромехключа	1		
21	УМ9812-005	Хомуттик	2		
22	УМ9812-007	Хомуттик	1		
		Деталі			
25	КРБ.ПМ.25.35.01.10.01	Пластина	2		
Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ	Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ	Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА	Масштаб 1:1
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет		Вид документа Специфікація		Статус документа Навчальний	
		Назва Барабан поворотний		КРБ.ПМ.25.35.01.10.00	
				Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
26	КРБ.ПМ.25.35.01.10.02	Компенсатор	2		
27	КРБ.ПМ.25.35.01.10.03	Кутник	1		
28	КРБ.ПМ.25.35.01.10.04	Планка	14		
29	КРБ.ПМ.25.35.01.10.05	Піддон	1		
30	КРБ.ПМ.25.35.01.10.06	Кутник	4		
31	КРБ.ПМ.25.35.01.10.07	Кришка	2		
32	КРБ.ПМ.25.35.01.10.08	Піддон	1		
33	КРБ.ПМ.25.35.01.10.09	Вкладиш	4		
34	КРБ.ПМ.25.35.01.10.11	Ущільнювач	6		
35	КРБ.ПМ.25.35.01.10.12	Кришка верхня	1		
36	КРБ.ПМ.25.35.01.10.13	Колесо зубчасте	1		
37	КРБ.ПМ.25.35.01.10.14	Вал	1		
38	КРБ.ПМ.25.35.01.10.15	Штанга	3		
39	КРБ.ПМ.25.35.01.10.16	Стопор	2		
40	КРБ.ПМ.25.35.01.10.17	Втулка	4		
41	КРБ.ПМ.25.35.01.10.18	Бодишка	4		
42	КРБ.ПМ.25.35.01.10.19	Бодишка	2		
43	КРБ.ПМ.25.35.01.10.20	Втулка	2		
44	КРБ.ПМ.25.35.01.10.21	Кришка	2		
45	КРБ.ПМ.25.35.01.10.22	Планка	2		
46	КРБ.ПМ.25.35.01.10.23	Кришка	1		
47	КРБ.ПМ.25.35.01.10.24	Планка	1		
48	КРБ.ПМ.25.35.01.10.25	Планка	2		
49	КРБ.ПМ.25.35.01.10.26	Гільза	2		
50	КРБ.ПМ.25.35.01.10.27	Гайка спеціальна	2		
51	КРБ.ПМ.25.35.01.10.28	Шайба спеціальна	2		

Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ		Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА		Масштаб 1:1	
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет				Вид документа Специфікація			Статус документа Навчальний		
				Назва Барабан поворотний			КРБ.ПМ.25.35.01.10.00		
							Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова uk

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал			
52	КРБ.ПМ.25.35.01.10.29	Гайка спеціальна	2					
53	КРБ.ПМ.25.35.01.10.30	Планка	1					
54	КРБ.ПМ.25.35.01.10.31	Прокладка	2					
55	КРБ.ПМ.25.35.01.10.32	Стакан	2					
56	КРБ.ПМ.25.35.01.10.33	Планка	2					
57	КРБ.ПМ.25.35.01.10.34	Гайка спеціальна	2					
58	КРБ.ПМ.25.35.01.10.35	Шайба спеціальна	4					
59	КРБ.ПМ.25.35.01.10.36	Гайка спеціальна	4					
60	КРБ.ПМ.25.35.01.10.37	Планка	2					
61	КРБ.ПМ.25.35.01.10.38	Прокладка	4					
62	КРБ.ПМ.25.35.01.10.39	Гільза	4					
63	КРБ.ПМ.25.35.01.10.40	Стакан	4					
64	КРБ.ПМ.25.35.01.10.41	Планка	4					
		Кришка	4					
67	П4279-025.303	Втулка кондукторна	2					
68	П4705-163.248	Втулка кондукторна	2					
69	П4705-232.212	Втулка кондукторна	2					
70	П4705-232.217	Плита	1					
71	П4719-010.304	Штуцер	14					
72	П7729-009.305	Кронштейн	4					
73	П7737-035.303	Втулка кондукторна	2					
74	УМ4705-232.218	Втулка кондукторна	2					
75	УМ4705-240.225	Втулка	2					
76	УМ4705-735.225	Втулка	2					
		Стандартні вироби						
81		Болт М8х12.66.055	4	ГОСТ 7808-70				
Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ				
		Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА		Масштаб 1:1				
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет			Вид документа Специфікація		Статус документа Навчальний			
			Назва Барабан поворотний			КРБ.ПМ.25.35.01.10.00		
						Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова ук

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
82		Болт М8х20.66.055	8	ГОСТ 7808-70	
83		Гвинт В.М8х16.66.055	16	ГОСТ 1491-80	
84		Гвинт В.М8х25.66.055	8	ГОСТ 1491-80	
85		Гвинт М8х30.66.055	12	ГОСТ 11738-84	
86		Гвинт М10х50.66.055	16	ГОСТ 11738-84	
87		Гвинт М12х30.66.055	6	ГОСТ 11738-84	
88		Гвинт М16х45.66.055	8	ГОСТ 11738-84	
89		Гвинт М8х16.66.055	6	ГОСТ 17473-80	
90		Гайка М8.6.055	8	ГОСТ 5927-70	
91		Гайка А.М30х1,5-6Н.6.055	24	ГОСТ 11871-80	
92		Гайка А.М80х2-6Н.6.055	4	ГОСТ 11871-80	
93		Шайба 12.65Г.055	18	ГОСТ 6402-70	
94		Шайба 16.65Г.055	6	ГОСТ 6402-70	
95		Штифт 2.12440	4	ГОСТ 9464-79	
96		Штифт 2.12450	2	ГОСТ 9464-79	
97		Штифт 2.12460	2	ГОСТ 9464-79	
98		Штифт 2.16470	10	ГОСТ 9464-79	
99		Манжета 2-80Ч100-1	1	ГОСТ 8572-79	
100		Кільце 090-100-58-2-2	10	ГОСТ 9833-79	
101		Електродвигун 4АХ71А4УЗМ360 0,55 кВт, 1370 хв— 1	1	ГОСТ 19523-81	
102		Кутник 25	2	ГОСТ 8946-75	
103		Кутник 32	2	ГОСТ 8946-75	
104		Трійник 32	1	ГОСТ 8948-75	
105		Муфта 32		ГОСТ 8966-75	
			1		

Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ		Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА		Масштаб 1:1	
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет				Вид документа Специфікація			Статус документа Навчальний		
				Назва Барабан поворотний			КРБ.ПМ.25.35.01.10.00		
							Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова ук

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
	КРБ.ПМ.25.35.01.14.00	Привод повороту барабана			
		Складальне креслення			
		Деталі			
1	КРБ.ПМ.25.35.01.14.01	Корпус муфти	1		
2	КРБ.ПМ.25.35.01.14.02	Корпус редуктора	1		
3	КРБ.ПМ.25.35.01.14.03	Вал-шестірня	1		
4	КРБ.ПМ.25.35.01.14.04	Колесо зубчасте	1		
5	КРБ.ПМ.25.35.01.14.05	Кришка	1		
6	КРБ.ПМ.25.35.01.14.06	Прокладка	1		
7	КРБ.ПМ.25.35.01.14.07	Диск	1		
8	КРБ.ПМ.25.35.01.14.08	Напівмуфта	2		
9	КРБ.ПМ.25.35.01.14.09	Кільце	1		
10	КРБ.ПМ.25.35.01.14.10	Фланець	1		
11	КРБ.ПМ.25.35.01.14.11	Кришка	1		
12	КРБ.ПМ.25.35.01.14.12	Компенсатор	1		
13	КРБ.ПМ.25.35.01.14.13	Стакан	1		
14	КРБ.ПМ.25.35.01.14.14	Шестірня	1		
17	КРБ.ПМ.25.35.01.14.15	Кришка підшипника	1		
18	КРБ.ПМ.25.35.01.14.16	Кришка муфти	1		
19	КРБ.ПМ.25.35.01.14.17	Вал	1		
20	КРБ.ПМ.25.35.01.14.18	Шайба компенсаторна	1		
21	КРБ.ПМ.25.35.01.14.19	Кільце	1		
22	КРБ.ПМ.25.35.01.14.20	Компенсатор	1		
23	КРБ.ПМ.25.35.01.14.21	Кришка підшипника	1		
24	КРБ.ПМ.25.35.01.14.22	Кришка	1		

Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ		Документ затверджено Андрію ГРЕЧКА		Масштаб 1:1	
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет				Вид документа Специфікація			Статус документа Навчальний		
				Назва Привод повороту барабана			КРБ.ПМ.25.35.01.14.00		
							Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова ук

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
25	КРБ.ПМ.25.35.01.14.23	Перехідник	1		
26	КРБ.ПМ.25.35.01.14.24	Трійник	1		
27	КРБ.ПМ.25.35.01.14.25	Прокладка	1		
28	КРБ.ПМ.25.35.01.14.26	Втулка	1		
29	КРБ.ПМ.25.35.01.14.27	Ніпель	1		
		Стандартні вироби			
31		Болт М8х20.66.055	6	ГОСТ 7808-80	
32		Болт М8х25.66.055	8	ГОСТ 7808-80	
33		Болт М10х30.66.055	4	ГОСТ 7808-80	
34		Болт М10х35.66.055	4	ГОСТ 7808-80	
35		Болт М12х45.66.055	2	ГОСТ 7808-80	
36		Болт М16х60.66.055	4	ГОСТ 7808-80	
37		Гвинт В.М6х20.66.055	2	ГОСТ 1491-80	
38		Гвинт М8х20.66.055	10	ГОСТ 11738-84	
39		Гвинт М10х30.66.055	5	ГОСТ 11738-84	
40		Гвинт М12х120.66.055	4	ГОСТ 11738-84	
41		Гвинт М5х10.66.055	1	ГОСТ 17473-80	
42		Шпилька М10-8gx25.66.055	4	ГОСТ 22034-76	
43		Шпилька М12-8gx25.66.055	4	ГОСТ 22034-76	
44		Гайка М10.6.055	4	ГОСТ 5527-70	
45		Гайка М12.6.055	4	ГОСТ 5527-70	
46		Шайба 8Н.65Г.055	24	ГОСТ 6402-70	
47		Шайба 10Н.65Г.055	17	ГОСТ 6402-70	
48		Шайба 12Н.65Г.055	10	ГОСТ 6402-70	
49		Шайба 5.01.055	1	ГОСТ 11371-78	

Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ		Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА		Масштаб 1:1	
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет				Вид документа Специфікація			Статус документа Навчальний		
				Назва Привід повороту дарадана			КРБ.ПМ.25.35.01.14.00		
							Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова uk

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
50		Шайба 16.01.055	4	ГОСТ 11371-78	
51		Штифт 2.12450	2	ГОСТ 9464-79	
52		Кільце 1Б30.65Г.055	1	ГОСТ 13942-80	
53		Кільце 1Б40.65Г.055	1	ГОСТ 13942-80	
54		Кільце 2Б60.65Г.055	1	ГОСТ 13943-80	
55		Шпонка 6x6x25	2	ГОСТ 23360-78	
56		Шпонка 8x7x36	1	ГОСТ 23360-78	
57		Шпонка 8x17x40	1	ГОСТ 23360-78	
58		Шпонка 12x8x36	2	ГОСТ 23360-78	
59		Підшипник 304	2	ГОСТ 8338-75	
60		Підшипник 206	1	ГОСТ 8338-75	
61		Підшипник 208	3	ГОСТ 8338-75	
62		Зірочка 31,5-У3	1	ГОСТ 14084-76	
63		Опора 7034-0290 С	2	ГОСТ 13440-68	
64		Манжета 2-40460-1	3	ГОСТ 8572-79	
65		Кільце 012 – 016 – 25 – 2	1	ГОСТ 9833-79	
66		Кільце 020 – 025 – 30 – 2	1	ГОСТ 9833-79	
67		Кільце 090 – 100 – 58 – 2	1	ГОСТ 9833-79	
68		Продка М12x1,25	2	ГОСТ 2 С 98-4-73-1	
69		Продка М16x1,5	1	ГОСТ 2 С 98-4-73-1	
70		Продка М24x1,5	1	ГОСТ 2 С 98-4-73-1	
71		Маслопоказчик І-25	1	МН 176-83	
72		Прокладка 1241541,5	2	МН 178-79	
73		Прокладка 1642242	1	МН 178-79	
74		Прокладка 2443342,5	1	МН 178-79	
75		Прокладка 2544043	1	МН 178-79	

Відповідальна організація Кафедра ММР		Технічне узгодження Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		Розробник документа Максим УКРАЇНЕЦЬ		Документ затверджено Андрій ГРЕЧКА		Масштаб 1:1	
Власник документа Центральноукраїнський національний технічний університет				Вид документа Специфікація		Статус документа Навчальний			
				Назва Привід повороту дарадана		КРБ.ПМ.25.35.01.14.00			
						Інд. Змін А	Дата видання 2025-02-03	Мова ук	Аркуш 3/4

